

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

Patent Claims

1. Holder for the steering tie rod of a vehicle with a coil-shaped inner retaining part consisting of a cylindrical tube section (20) which is limited axially by a flat flange and a flange with an outward arch (25, 27), between which a ring-shaped spring element (23) is arranged, which is subjected to force axially in both directions through a retaining part (21, 22) arranged in a central section on the outer circumference of the spring element (23) which divides the spring element (23) into two damping sections (23b, 23c), through two contact surfaces (34, 35), and which is attached to the surface of the case of the cylindrical tube section (20) and which lies with the whole of an end surface against the flat flange (27) to form a first partial damper, while a gap (36) is formed between the opposite end surface (23d) of the spring element (23) and an inwardly facing surface (32) of the outward arching flange (25), which closes when the ring-shaped spring element (23) is sufficiently deformed in the area of the contact surface (34), so that the inwardly facing surface (32) of the flange (25) is brought into contact with the corresponding end surface (23d) of the spring element (23) on a pre-determined movement of the retaining part (20, 25, 27), thereby forming a second partial damper.



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Patentschrift  
⑩ DE 35 00 775 C 2

⑤1 Int. Cl. 5:  
F 16 F 1/38  
B 60 G 3/00

②1 Aktenzeichen: P 35 00 775.3-12  
②2 Anmeldetag: 11. 1. 85  
④3 Offenlegungstag: 30. 1. 86  
④5 Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: 29. 4. 93

DE 35 00 775 C 2

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1  
27.07.84 JP P 59-156694

⑦3 Patentinhaber:  
Toyota Jidosha K.K., Toyota, Aichi, JP

⑦4 Vertreter:  
Tiedtke, H., Dipl.-Ing.; Bühling, G., Dipl.-Chem.;  
Kinne, R., Dipl.-Ing.; Grupe, P., Dipl.-Ing.; Pellmann,  
H., Dipl.-Ing.; Grams, K., Dipl.-Ing.; Struif, B.,  
Dipl.-Chem. Dr.rer.nat., Pat. Anwälte, 8000 München

⑦2 Erfinder:  
Izumi, Toshio, Toyota, Aichi, JP

⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit  
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE-AS	19 26 530
DE-OS	29 35 096
DE-GM	18 74 369
GB	15 30 312
US	35 52 785
SE	1 72 537

⑤4 Halterung mit asymmetrischem Dämpfungsverhalten und mit dieser Halterung ausgestattete  
Fahrzeugaufhängung

DE 35 00 775 C 2

Die Erfindung bezieht sich auf eine Halterung oder Befestigung für eine Fahrzeugaufhängung sowie auf eine Fahrzeugaufhängung, in die diese Halterung eingliedert ist, und insbesondere auf eine Halterung für eine Spurstange eines Kfz nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Es sind verschiedene Arten von stab- oder stangenförmigen Aufhängungen für Fahrzeuge bekannt, z. B. die McPherson-Federbeinaufhängung, wobei ein teleskopisches McPherson-Federbein an seinem unteren Ende ein Fahrzeugrad — in typischer Weise ein Vorderrad — drehbar trägt und an seinem oberen Ende am Fahrzeugaufbau befestigt ist. Der untere Teil dieses Federbeins ist um dessen Längsachse mit Bezug zum oberen Teil drehbar, und rund um das Federbein ist eine Schraubendruckfeder angebracht, um den Fahrzeugaufbau durch Niederdrücken des unteren Teils des Federbeins und des Rades mit Bezug zum Aufbau abzustützen. Um die Geometrie einer solchen McPherson-Federbeinaufhängung beizubehalten, wird eine Zugstange oder Strebe eingegliedert, die vom unteren Ende des Federbeins, an dem ihr rückwärtiges Ende befestigt ist, zur Fahrzeugfront führt, wobei sie sich in einem etwas auf- sowie einwärts verlaufenden Winkel erstreckt und mit ihrem vorderen Ende am Fahrzeugaufbau fest angebracht ist.

Wenn an der Aufhängung Stöße auftreten, die das Rad mit Bezug zum Fahrzeugaufbau nach rückwärts zwingen, z. B. wenn das Rad über einen Straßenhöcker läuft oder wenn das Fahrzeug stark beschleunigt oder abgebremst wird, dann unterliegt die Zugstange einer ganz erheblichen stoßartigen Zug- oder Druckbelastung und, obwohl gefordert ist, daß sie durch ihre Starr- oder Steifheit die Aufhängungsgeometrie beibehält, so sollte sie doch in der Lage sein, dieser stoßartigen Belastung ein wenig nachzugeben, um eine gute Lebensdauer und Festigkeit zu bieten. Auch ist es notwendig, damit die Auf- und Abwärtsbewegungen des Rades mit Bezug zum Fahrzeugaufbau, wenn das Fahrzeug über Unebenheiten hinwegfährt, aufgenommen werden, daß die Befestigung der Zugstange an ihrem vorderen Ende am Fahrzeugaufbau und/oder an ihrem rückwärtigen Ende am unteren Teil des McPherson-Federbeins eine gewisse Flexibilität aufweist. Es ist bekannt im Hinblick hierauf die Verbindungen zur Halterung des vorderen Zugstangenendes am Fahrzeugaufbau als ein zylindrisches Dämpfungsglied aus Gummi auszubilden, das an einer bestimmten Stelle, z. B. seiner Mitte, am Fahrzeugaufbau befestigt wird und zwischen zwei Haltegliedern an der Zugstange gehalten ist. Dieses flexible, jedoch feste und starke Gummiglied bietet eine Dämpfungswirkung gegenüber einem Stoß, der ansonsten auf die Zugstange übertragen würde, und läßt auch eine Verformung bis zu einem gewissen Grad in der Befestigung der Zugstange an ihrem vorwärtigen Ende am Fahrzeugaufbau zu, so daß das Rad mit Bezug zum Fahrzeugaufbau eine Auf- und Abbewegung ausführen kann. Ferner werden durch innere Reibung und plastische Verformung dieses dämpfenden Gummiglieds der Halterung Schwingungen und Stöße, die vom Fahrzeugrad und der Aufhängung insgesamt auf den Fahrzeugaufbau durch dieses Gummiglied übertragen werden, abgeschwächt. Diese Schwingungsabschwächung kann von großer Bedeutung sein, weil eine Änderung der wirksamen Länge der Zugstange die Lenkgeometrie des Fahrzeugs verändert, und zwar ganz besonders die Spur der Vorderräder

verändert. Wenn zugelassen wird, daß für eine lange Zeit Schwingungen in der Aufhängungsgeometrie andauern, dann kann daraus eine unangenehme Änderung in der Lenkcharakteristik für das Fahrzeug folgen, und wenn diese Schwingungen die Möglichkeit haben, sich tatsächlich aufzubauen oder zusammenzusetzen, dann können die Lenkeigenschaften nachteilig beeinflusst werden.

In bezug auf die Konstruktion dieses dämpfenden Gummiglieds für die Befestigung und in bezug auf das dafür zu verwendende Material erheben sich aber nun verschiedene Probleme. Wenn der Elastizitätskoeffizient des Gummis hoch ist, dann ist die von diesem gebotene Schwingungs- und Stoßdämpfung gut, es werden aber viele Stöße und Schwingungen auf den Fahrzeugaufbau übertragen, womit das Fahren unangenehm wird. Wenn dagegen der Elastizitätskoeffizient des Gummis niedrig ist, dann werden Stöße und Schwingungen nicht stark auf den Fahrzeugaufbau übertragen, das Fahren wird gut; jedoch werden Stöße und Schwingungen nicht gut abgeschwächt, und es kann ein Aufbauen einer Lenkschwingung oder -vibration eintreten. Insofern wurde vorgeschlagen, z. B. durch die JP-Gebrauchsmusterschrift Nr. 50-39 543 (1975), eine geeignete Ausgestaltung für das Gummiglied und die Halteile zu schaffen, so daß ein niedriger Elastizitätskoeffizient, wenn die axiale Belastung an der Zugstange niedrig ist, und ein höherer Elastizitätskoeffizient, wenn diese axiale Belastung größer wird, vorliegen, d. h., eine sog. progressive Änderung des Elastizitätskoeffizienten des Gummiglieds mit der Belastung an der Zugstange gegeben ist.

Da jedoch bei dem Stand der Technik die oben beschriebene, das zylindrische Dämpfungsglied aus Gummi enthaltende Halterung zwischen dem vorderen Ende der Zugstange und dem Fahrzeugaufbau symmetrisch aufgebaut ist und ein symmetrisches Betriebsverhalten hat, weil der Teil des Gummiglieds, der bei Einwirkung einer Zugspannung auf die Zugstange zusammengepreßt wird, im wesentlichen gleich einem anderen Teil des Gummiglieds, der bei Einwirkung eines Drucks auf die Zugstange zusammengepreßt wird, ausgebildet ist, womit also über einen relativ großen Bewegungsbereich der Zugstange mit Bezug zum Fahrzeugaufbau der Elastizitätskoeffizient des Gummiglieds relativ niedrig ist, so kann insofern die axiale Vibration der Zugstange nicht ohne weiteres in wirksamer Weise geregelt und gedämpft werden.

Um es anders auszudrücken, soll als Beispiel erörtert werden, was geschieht, wenn das Rad über einen Straßenhöcker hinweggeht. In dem Moment, da das Rad auf den Höcker trifft, wird die Zugstange in einer ersten Richtung bewegt und der eine Teil des Gummiglieds zusammengepreßt. Verläßt das Rad den Höcker, so springt dieser Teil zurück, er dehnt sich aus und bewirkt, daß die Zugstange in die entgegengesetzte Richtung prallt, um den anderen Teil des Gummiglieds zusammenzudrücken, und dieser Teil des Gummiglieds springt seinerseits dann wieder zurück. Das geschieht wiederholte Male, und weil der Elastizitätskoeffizient der beiden Gummiteile im Anfangszustand ihrer Kompression ziemlich niedrig ist, so wird während dieser Hin- und Herbewegung eine geringe, mangelhafte Dämpfung hervorgerufen. Damit wird die axiale Vibration in der Zugstange nicht wirkungsvoll gedämpft oder abgeschwächt, und die Spur der Vorderräder kann sich in manchen Fällen oder unter gewissen Umständen zyklisch ändern. Derartige Probleme in der Halterung der

Zugstange am Fahrzeugaufbau können sehr unannehmlich sein und beeinträchtigen ein gutes Verhalten bzw. eine gute Leistung des Aufhängungssystems.

Im Oberbegriff des Anspruchs 1 wird nunmehr ausgegangen von einer Halterung, wie sie in der DE-AS 19 26 530 gezeigt ist. Bei dieser bekannten Halterung ist zwischen einem zylindrischen Abschnitt und einem äußeren, ringförmigen Halteteil ein elastisches Federelement angeordnet, dessen einem Flansch zugewandter Endabschnitt mit seinem freien Ende im unbelasteten Zustand der Halterung nicht unmittelbar an der ihm gegenüberliegenden Seite des Flansches anliegt.

Bei einer Belastung der Halterung, die eine Versetzung eines äußeren Halteteils in Richtung auf den Flansch bewirkt, wandert das Halteteil zunächst gegen die vom elastischen Dämpfungselement aufgebrachten Scherkräfte in Richtung auf den Flansch zu, bis radiale Innenabschnitte der flanschseitigen Stirnwand des elastischen Dämpfungselements in Anlage gegen ihnen gegenüberliegende radiale Innenabschnitte des Flansches geraten. Mit zunehmender Belastung geraten sukzessive auch in Radialrichtung mittig angeordnete Abschnitte der flanschseitigen Stirnwand des elastischen Dämpfungselements in Anlage gegen ihnen gegenüberliegende Abschnitte der entsprechenden Fläche des Flansches.

Da infolge der allmählich von innen nach außen entstehenden flächigen Anlage zwischen dem elastischen Dämpfungselement und dem Flansch die Gegenkräfte gegen eine weitere Bewegung des äußeren Halteteils in Richtung auf den Flansch ebenfalls stetig zunehmen, ergibt sich ein Hystereseverhalten, bei dem ein ausgeprägter Übergangsbereich zwischen einer ersten Phase entsteht, in der lediglich vom elastischen Dämpfungselement aufgebrachte Scherkräfte einer entsprechend gerichteten Bewegung des äußeren Halteteils entgegenwirken, und einer zweiten Phase, in der die einer Kompression entgegenwirkenden inneren Kräfte des elastischen Dämpfungselements einer weiteren Bewegung des äußeren Halteteils in Richtung auf den Flansch entgegenwirken. Der Übergangsbereich zwischen diesen beiden Phasen ist vergleichsweise ausgedehnt. Sofern vergleichsweise hohe Belastungen, die allein durch die Scherkräfte des elastischen Dämpfungselements nicht aufgenommen werden können, relativ häufig auftreten, tritt in radialen Innenbereichen des elastischen Dämpfungselements jeweils eine vergleichsweise große axiale Kompression auf, die im Laufe der Zeit zu einer die Federungseigenschaften der Halterung negativ beeinflussenden Materialermüdung führt.

Dem Erfindungsgegenstand liegt die Aufgabe zugrunde, die gattungsgemäße Halterung derart weiterzubilden, daß nach dem Überschreiten der durch die Scherkräfte des elastischen Dämpfungselements aufnehmbaren Belastungsgröße ohne ausgeprägten Übergangsbereich im Hystereseverhalten sofort eine sprunghafte Steigerung der einer weiteren Versetzung des äußeren Halteteils entgegenwirkenden Kräfte auftritt.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale im Hauptanspruch gelöst. Da im Falle des Erfindungsgegenstands infolge der Konfiguration des im Bereich des zweiten Dämpfungsabschnitts ausgebildeten Spalts zunächst äußere Radialbereiche des elastischen Dämpfungsabschnitts im Bereich der Anlagefläche des Halteteils in Anlage gegen die entsprechende Seite des auswärts gewölbten Flansches geraten, werden einer weiteren Bewegung des äußeren Halteteils in Richtung auf diesen Flansch, sobald die durch Scherkräfte des Federelements aufnehmbare Wegstrecke

überschritten ist, sofort im Vergleich zum Stand der Technik, große Gegenkräfte entgegengestellt, da bei einer Kompression dieser radial außen angeordneten Abschnitte des Dämpfungsabschnitts, deren Flächenausdehnung größer ist als die der radialen Innenabschnitte, naturgemäß die gegen die axiale Kompression wirkenden inneren Kräfte des Dämpfungsabschnitts entsprechend größer sind. Hierdurch gibt sich in der das Dämpfungsverhalten kennzeichnenden Hystereseurve des erfindungsgemäßen Dämpfungsabschnitts ein starker Knick, der den Zeitpunkt darstellt, zu dem die Scherkräfte die Belastungen nicht mehr aufnehmen können. Ein ausgedehnter Übergangsbereich zwischen der ersten Phase, in der ausschließlich Scherkräfte wirken, und der zweiten Phase, in der die einer axialen Kompression entgegenwirkenden Rückstellkräfte wirken, liegt im Falle des Erfindungsgegenstands nicht vor. Die spezifische Belastung des den elastischen Dämpfungsabschnitt bildenden Werkstoffs ist geringer als bei dem elastischen Dämpfungselement gemäß dem Stand der Technik, da der einer axialen Kompression entgegenwirkende Bereich des elastischen Dämpfungsabschnitts im Falle des Erfindungsgegenstands von Beginn einer solchen axialen Kompression an erheblich größer ist als im Falle des elastischen Dämpfungselements gemäß dem Stand der Technik. Demgemäß wird zum einen eine gleichmäßigere Verteilung der Belastung erreicht, während andererseits die an den höchst beanspruchten Abschnitten des zweiten elastischen Dämpfungsabschnitts tatsächlich auftretende Kompression im Vergleich zum Stand der Technik bedeutend geringer ist. Dies geht darauf zurück, daß im Falle des Erfindungsgegenstands ein größerer Anteil des zweiten elastischen Dämpfungsabschnitts von vornherein einer axialen Kompression entgegenwirkt.

Bei einer in der SE 1 72 537 dargestellten Halterung ist derjenige Abschnitt des elastischen Dämpfungselements, der dem Flansch gegenüberliegt, so geformt, daß seine in Radialrichtung inneren Abschnitte in Richtung auf den Flansch vorragen. Bei einer Bewegung eines äußeren Halteteils in Richtung auf den Flansch zu wird nach einer ersten Phase, in der ausschließlich Scherkräfte des elastischen Dämpfungselements dieser Bewegung entgegenwirken, ein Eingriff zwischen den radialen Innenabschnitten des elastischen Dämpfungselements und dem Flansch entstehen. Dies steht im Gegensatz zum Erfindungsgegenstand, bei dem ein Eingriff zwischen den radialen Innenabschnitten des elastischen Dämpfungselements und dem Flansch erst dann erfolgen soll, wenn ein Großteil der die axiale Kompression des elastischen Dämpfungselements verursachenden Belastung bereits durch eine Verformung radial weiter außen angeordneter Abschnitte aufgenommen ist.

Es ist des weiteren eine gattungsgemäße Halterung bekannt, wie sie im DE-GM 18 74 369 gezeigt ist.

Hierbei ist zwischen einem ringförmigen Halteteil, zwei Flanschen und einem zylindrischen Abschnitt ein Federelement angeordnet, durch das ein Bauteil in zwei Richtungen in bezug auf das ringförmige Halteteil bewegbar ist. Mittels des einen konvex ausgebildeten Flansches und der etwa planaren Stirnfläche des Federelements wird im Dämpfungsabschnitt des Federelements zwischen diesem Flansch und dem ringförmigen Halteteil eine allmählich mit der Belastung ansteigende Federkonstante erreicht. Eine in gleichartiger Weise allmählich mit der Belastung ansteigende Federkonstante wird im Dämpfungsabschnitt des Federelements zwischen dem anderen planaren Flansch und der eine ring-

förmige Ausnehmung aufweisenden anderen Stirnfläche des Federelements erreicht.

Dieses quasi symmetrische Dämpfungsverhalten zwischen den beiden Dämpfungsabschnitten führt dazu, daß nach dem Zusammendrücken des einen und der Ausdehnung des anderen Dämpfungsabschnitts bei der Rückfederung des Federelements der eine Dämpfungsabschnitt ausgedehnt und der andere Dämpfungsabschnitt zusammengedrückt wird, wobei sich diese Rückfederungsvorgänge häufig wiederholen, bis nach einem Stoß oder dgl. endlich wieder ein ausgeglichener Zustand erreicht ist. Bei häufig auftretenden Stößen etc. können somit Resonanzerscheinungen auftreten, die die Stabilität der Halterung wesentlich beeinträchtigen können.

Der Erfindungsgegenstand wird unter Bezugnahme auf die Zeichnungen anhand bevorzugter Ausführungsformen, auf die er jedoch nicht beschränkt ist, erläutert. Räumliche Angaben in der Beschreibung sind als auf die jeweilige Figur bezogen zu verstehen. Die Zeichnungen zeigen in

Fig. 1 einen Längsschnitt durch eine Halterung mit asymmetrischem Dämpfungsverhalten in einer ersten Ausführungsform gemäß der Erfindung;

Fig. 2 eine perspektivische Darstellung einer bevorzugten Ausführungsform eines Aufhängungssystems gemäß der Erfindung mit einer Halterung mit asymmetrischem Dämpfungsverhalten;

Fig. 3 eine Draufsicht auf ein Aufhängungssystem;

Fig. 4 ein Diagramm, in dem die Verlagerung der relativ und wechselseitig zueinander bewegbaren Elemente der Halterung auf der Horizontalachse, die axiale Kraft zwischen diesen Elementen auf der Vertikalachse aufgetragen und in dem die Verhaltenskennwerte von Halterungen gemäß der Erfindung denen von Halterungen nach dem Stand der Technik gegenübergestellt sind;

Fig. 5 einen zu Fig. 1 gleichartigen Längsschnitt durch eine Halterung in einer zweiten Ausführungsform gemäß der Erfindung;

Fig. 6 einen zu Fig. 1 und 5 gleichartigen Längsschnitt durch eine Halterung in einer dritten Ausführungsform gemäß der Erfindung.

Die Fig. 2 und 3 zeigen eine McPherson-Federbeinaufhängung für ein Vorderrad 10 eines Kraftfahrzeugs. Das innere Ende eines unteren Lenkarmes 1 der frontseitigen Aufhängung ist über eine Gummimuffe od. dgl. an einem am mittigen, vorderen Teil 2 des Rahmens über einen Schraubenbolzen 4 gehaltenen Träger 3 befestigt. Die Schwenkachse des Schraubenbolzens 4 verläuft annähernd in der Längsrichtung des Fahrzeugs. Das äußere Ende des Lenkarmes 1 ist über ein Kugelgelenk 5 mit dem unteren Ende des McPherson-Federbeins 8, das einen Stoßdämpfer 6 sowie eine Schraubenfeder 2 aufweist, gelenkig verbunden.

Das obere Ende des Federbeins 8 ist am (nicht gezeigten) Fahrzeugaufbau in drehbarer sowie stoßdämpfender Weise über ein oberes Lager 9 befestigt, so daß das McPherson-Federbein 8 um seine eigene Längsachse drehen kann. Am Federbein 8 ist ein Achsschenkel 11 fest angebracht, der im wesentlichen horizontal nach außen vom Fahrzeug vorsteht und an dem das Rad 10 drehbar gelagert ist. Mit dem Achsschenkel 11 ist ein Lenkhebel 12 fest verbunden, der sich im wesentlichen in horizontaler und rückwärtiger Richtung zum Fahrzeug erstreckt. Das Ende dieses Lenkhebels 12 ist durch einen Lenkzapfen 12a an das eine Ende einer Spurstange 13 angelenkt, deren anderes Ende an ein Zahnstangen/Ritzel-Lenkgetriebe 14 angeschlossen ist. Wenn der Fahrer das Lenkgetriebe 14 betätigt, so verlagert sich somit die Spurstange 13 in der Querrichtung des Fahrzeugs (horizontal bei Betrachtung von Fig. 3), womit auf das Ende des Lenkhebels 12 über den Lenkzapfen 12a ein Zug oder Schub ausgeübt wird, so daß das Rad 10, der Achsschenkel 11 und das McPherson-Federbein 8 um die zentrale Achse dieses Federbeins gedreht werden und damit das Rad 10 gelenkt wird.

Zwischen einem äußeren und inneren Teil des unteren Lenkarmes 1 sowie einem Vorderteil 15 des Fahrzeugrahmens erstreckt sich eine diese Bauteile miteinander verbindende Zugstange 16. Tatsächlich verläuft diese Zugstange 16 vom unteren Lenkarm 1 in einer vorwärtigen, einwärtigen und leicht aufwärtigen Richtung. Das rückwärtige Ende 16b der Zugstange 16 ist starr am Lenkarm 1 mit Hilfe eines Bolzens 18 befestigt, während das vorwärtige Ende 16a federnd am Vorderteil 15 des Fahrzeugrahmens über eine Halterungskonstruktion 17 angebracht ist, welche die erste Ausführungsform gemäß der Erfindung darstellt und ein asymmetrisches Dämpfungsverhalten aufweist. Somit trägt oder übernimmt die Zugstange 16 die Hauptbelastung zwischen dem Fahrzeugrad 10 und dem Fahrzeugaufbau in der Vor-/Rückwärtsrichtung und ist für die Verschiebung oder Versteifung des Lenkarmes 1 sowie des Federbeins 8 verantwortlich, so daß die Stellung des Rades 10 mit Bezug zum Fahrzeugaufbau in der Vor-/Rückrichtung eingehalten wird.

Die Fig. 1 zeigt in einem gegenüber Fig. 2 und 3 vergrößerten Längsschnitt die erste Ausführungsform einer am vorderen Ende 16a der Zugstange 16 angebrachten Halterungskonstruktion mit asymmetrischem Dämpfungsverhalten. Diese Halterung 17 besteht aus einem inneren Ringkörper, der einen ersten sowie zweiten stirnseitigen Haltering in Form zweier Flansche 25 bzw. 27 und ein inneres Rückhalteteil aus einem zylindrischen Rohr 20 aufweist, aus einem äußeren Ringkörper in Form eines Halteteils, der einen dritten sowie vierten stirnseitigen Haltering 22b bzw. 22c und ein äußeres Zylinderteil 22a aufweist, sowie aus einem Federelement 23, das zwischen die Ringkörper eingefügt ist und einen ersten sowie zweiten federnden Dämpfungsabschnitt 23b bzw. 23c hat.

Im einzelnen sind der erste und zweite stirnseitige Flansch 25 und 27, die dem inneren Ringkörper zugehören, als scheibenartige Teile mit Löchern 24 und 26 in ihren Zentren ausgebildet. Der erste Flansch 25 hat eine leichte Wölbung oder Vertiefung, während der zweite Flansch 27, wie Fig. 1 zeigt, eben ausgestaltet ist. Das dem inneren Ringkörper zugehörige innere Rohr oder Zylinderteil 20 ist ein koaxial auf ein Gewindestück 28 am Zugstangenende 16a aufgesetztes Metallrohrstück, dessen Innendurchmesser im wesentlichen gleich dem Außendurchmesser des Gewindestücks 28 ist. Die Löcher 24, 26 im ersten und zweiten Flansch 25, 27 haben ebenfalls einen dem Außendurchmesser des Gewindestücks 28 im wesentlichen gleichen Durchmesser, und diese stirnseitigen Flansche 25, 27 sind ebenfalls auf das Gewindestück 28 der Zugstange 16 aufgesetzt, wobei je ein Flansch auf je einer Seite des inneren Rohres angeordnet ist und an dessen Stirnflächen anliegt. Der aus diesen drei Teilen 20, 25, 27 gebildete innere Hohlkörper wird zwischen zwei Muttern 30, 31 und einem Federring 29, die ebenfalls auf dem Gewindestück 28 angebracht sind, zusammengehalten und zusammengepreßt. Damit ist die axiale Lage des inneren Ringkörpers mit Bezug zur Zugstange 16 festgelegt, sie kann jedoch durch Ein-

stellen der Muttern 30, 31 verändert werden, um damit die wirksame Länge der Zugstange 16 zu ändern. Bei einer in Betracht zu ziehenden Alternativausbildung könnte der innere Ringkörper gegen eine an der Zugstange 16 ausgestaltete Schulter anstoßen, jedoch geht damit die axiale Verstellbarkeit verloren. Der erste sowie zweite Flansch 25, 27 des inneren Ringkörpers haben jeweils eine einwärts gerichtete oder einander zugewandte Fläche 32 und 33.

Der äußere als Halteteil dienende Ringkörper 22 ist dagegen als einstückiges Teil ausgebildet und weist das äußere Zylinderteil 22a sowie die beiden stirnseitigen Halteringe 22b, 22c (dritter und vierter Haltering) auf. Der Ringkörper 22 ist an einem am Fahrzeugrahmen durch Schweißen od. dgl. angebrachten Tragglied 21 befestigt, womit die axiale Lage des äußeren Ringkörpers 22 mit Bezug zum Fahrzeugaufbau festgelegt ist. Der dritte und vierte Haltering 22b, 22c haben jeweils eine nach auswärts gerichtete Anlagefläche 34 bzw. 35.

Auch das Federelement 23 ist allgemein als Ringkörper ausgestaltet und umfaßt ein federndes Zylinderteil 23a sowie ein erstes und zweites federndes scheibenartiges Stirnteil 23b und 23c, wobei diese als Dämpfungsabschnitte vorgesehenen Teile mit dem Zylinderteil 23a als ein Stück aus einem federnden Material, z. B. Gummi od. dgl., ausgebildet sind. Das Zylinderteil 23a ist über das innere Rohr 20 des inneren Ringkörpers gesetzt, und seine innere Zylinderfläche ist fest an der Außenfläche des inneren Rohres 20 angebracht, z. B. durch Vulkanisieren od. dgl., so daß der innere Teil des federnden Zylinderteils 23a mit Bezug zur Zugstange 16 in Richtung deren Achse 19 festgelegt ist. Der erste und zweite Dämpfungsabschnitt 23b, 23c sind als Bunde ausgebildet, die von den Stirnseiten des Zylinderteils 23a ausgehen. Bei der in Fig. 1 gezeigten Ausführungsform ist der erste federnde Dämpfungsabschnitt 23b in der axialen Richtung stärker oder dicker als der zweite Dämpfungsabschnitt 23c, wie er auch einen größeren Außendurchmesser als dieser Dämpfungsabschnitt 23c hat. Das Zylinderteil 22a des äußeren Ringkörpers 22 ist auf dem Federelement 23 im Preßsitz angebracht, so daß die äußere Zylinderfläche des federnden Zylinderteils 23a mit Druck an der inneren Zylinderfläche des äußeren Zylinderteils 22a des äußeren Ringkörpers 22 gehalten wird, womit sie in axialer Richtung mit Bezug zum äußeren Ringkörper und mit Bezug zum Fahrzeugaufbau in fester Lage ist.

Bei dieser Konstruktion ist im unbeanspruchten Zustand der Teile, wie Fig. 1 zeigt, die axial außenliegende Stirnseitenfläche 23d des ersten federnden Dämpfungsabschnitts 23b nicht mit der einwärts gerichteten Fläche 32 des ersten Flansches 25 des inneren Ringkörpers in Berührung, vielmehr verbleibt zwischen diesen Flächen ein gewisser Spalt 36. Andererseits ist die axial innenliegende Kreisringfläche 23e des ersten Dämpfungsabschnitts 23b mit der auswärts gerichteten Außenfläche 34 am dritten Haltering 22b des äußeren Ringkörpers 22 in Anlage. Ferner sind die axial innenliegende Fläche 23f des zweiten federnden Dämpfungsabschnitts 23c mit der auswärts gerichteten Fläche 35 des vierten Halterings 22c des Ringkörpers 22 und die axial außenliegende Fläche 23g des zweiten federnden Dämpfungsabschnitts 23c mit der einwärts gerichteten Fläche 33 des zweiten stirnseitigen Halterings 27 des inneren Ringkörpers in Anlage.

Diese Halterungskonstruktion verhält sich mit Bezug auf die wechselseitige axiale Bewegung zwischen ihrem äußeren und inneren Ringkörper in der folgenden Wei-

se. Wenn sich der innere Ringkörper (in Fig. 1) nach links mit Bezug zum äußeren Ringkörper bewegt, d. h., die Zugstange 16 bewegt sich in der Richtung des Pfeils  $P_2$  in Fig. 1, wobei angenommen wird, daß das Tragglied 21 am Fahrzeugaufbau stationär bleibt, dann wird im wesentlichen sofort der zweite federnde Dämpfungsabschnitt 23c des Federelements 23 fest zwischen der auswärts gerichteten Fläche 35 des vierten Halterings 22c des äußeren Ringkörpers 22 und der einwärts gerichteten Fläche 33 des zweiten Flansches 25 des inneren Ringkörpers eingeklemmt, womit eine relativ starke, dieser Relativbewegung entgegenwirkende Kraft sofort erzeugt wird; wenn sich dagegen der innere Ringkörper nach rechts mit Bezug zum äußeren Ringkörper 22 bewegt, d. h. die Zugstange 16 führt eine in Richtung des Pfeils  $P_1$  verlaufende Bewegung aus, dann wird der erste federnde Dämpfungsabschnitt 23b des Federelements 23 nicht sofort zwischen der einwärts gerichteten Fläche 32 des ersten Flansches 25 des inneren Ringkörpers und der auswärts gerichteten Fläche 34 des dritten Halterings 22b des äußeren Ringkörpers eingeklemmt, vielmehr erlaubt der hier vorhandene Spalt 36 eine relativ freie axiale Bewegung auf einer vorbestimmten Strecke in dieser Richtung zwischen dem äußeren und inneren Ringkörper. Im letztgenannten Fall wird die einzige, dieser Bewegung Widerstand entgegengesetzende Kraft durch die Verformung des federnden Zylinderteils 23a des Federelements 23 erzeugt, dessen innere Zylinderfläche, wie erläutert wurde, durch Vulkanisieren an der Außenfläche des inneren Rohres 20 des inneren Ringkörpers und damit mit Bezug zur Zugstange 16 in axialer Richtung fest ist, mit Bezug zur äußeren Zylinderfläche des Federelements 23, welche durch Preßsitz an der Innenfläche des Zylinderteils 22a des äußeren Ringkörpers 22 und damit mit Bezug zum Fahrzeugaufbau fest ist, axial verlagert wird. Diese Widerstandskraft ist jedoch im Vergleich mit der durch eine unmittelbare Kompression von entweder dem federnden Dämpfungsabschnitt 23b oder dem federnden Dämpfungsabschnitt 23c des Federelements 23 hervorgerufene Kraft relativ schwach. Dagegen wird nach Eintreten einer axialen Relativbewegung zwischen dem äußeren und inneren Ringkörper in dieser Richtung, d. h. einer Bewegung des inneren Ringkörpers nach rechts ( $P_1$ ) gegenüber dem äußeren Ringkörper, auf einer größeren als der oben erwähnten gewissen oder bestimmten Strecke, die im wesentlichen der Weite des Spalts 36 im in Fig. 1 gezeigten unbeanspruchten Zustand der Teile gleich ist, dann der erste federnde Dämpfungsabschnitt 23b des Federelements 23 zwischen der einwärts gerichteten Fläche 32 des ersten Flansches 25 des inneren Ringkörpers und der auswärts gerichteten Anlagefläche 34 des dritten Halterings 22b des äußeren Ringkörpers eingeklemmt, womit zu diesem Zeitpunkt die Erzeugung einer relativ starken, dieser Relativbewegung entgegenwirkenden Kraft beginnt.

Dieses Kräfteverhalten gegen eine Kompression der beschriebenen Halterungskonstruktion wird nun unter Bezugnahme auf das Diagramm von Fig. 4 erörtert. Hierin sind die Verlagerung der gegenseitig relativ bewegbaren Bauelemente von verschiedenen Halterungen auf der horizontalen Achse, die axiale Kraft zwischen diesen Bauelementen auf der vertikalen Achse aufgetragen. Die Strecke  $D_1$  gibt die Größe in der Richtung  $P_1$  in Fig. 1 an, über die sich der innere Ringkörper bewegen kann, bevor der erste federnde Dämpfungsabschnitt 23b des Federelements 23 zwischen der einwärts gerichteten Fläche 32 des ersten Flansches 25 des inne-



ren Ringkörpers und der auswärts gerichteten Fläche 34 des dritten Halteringes 22b des äußeren Ringkörpers 22 eingeklemmt wird. Die die Abschnitte c, a und b umfassende ausgezogene Linie in Fig. 4 zeigt die Kenndaten der ersten bevorzugten Ausführungsform einer Halterung mit asymmetrischem Dämpfungsverhalten gemäß der Erfindung. Wie zu sehen ist, ist bei einer Bewegung des inneren Ringkörpers in der  $P_1$ -Richtung mit Bezug zum äußeren Ringkörper gemäß dem Abschnitt a der ausgezogenen Linie die Größe des pro Verlagerungseinheit erzeugten Widerstands relativ niedrig, was darauf beruht, daß während dieses Teils der Verlagerung des inneren Ringkörpers eine Rückstellkraft nur durch die Verformung des federnden Zylinderteils 23a des Federelements 23, dessen innere Zylinderfläche axial gegenüber seiner äußeren Zylinderfläche verlagert wird, erzeugt wird. Dagegen ist anschließend, wie der Abschnitt b der ausgezogenen Linie zeigt, die Größe des pro Verlagerungseinheit des inneren Ringkörpers erzeugten Widerstands relativ hoch, was darauf beruht, daß während dieses Teils der Verlagerung des inneren Ringkörpers eine Rückstellkraft auch durch den Einklemmdruck des ersten federnden Dämpfungsabschnitts 23b des Federelements 23 zwischen der einwärts gerichteten Fläche 32 des ersten Flansches 25 des inneren Ringkörpers und der auswärts gerichteten Außenfläche 34 des dritten Halteringes 22b des äußeren Ringkörpers 22 hervorgerufen wird. Hier ist noch zu berücksichtigen, daß der scheibenartige Dämpfungsabschnitt 23b im Querschnitt relativ stark ist und daß er auch stark federnd oder sehr elastisch ist, weil er unmittelbar zusammengedrückt wird, was gegensätzlich ist zu der schräg verlaufenden Verformung, der das Hohlzylinderteil bzw. Federelement 23 vorher im Abschnitt a der ausgezogenen Linie ausgesetzt war.

Demzufolge hat die erste Ausführungsform der Halterung gemäß der Erfindung eine ausgesprochen progressive Spannungs-Dehnungs-Charakteristik in Bezug auf eine Bewegung des inneren Ringkörpers in der  $P_1$ -Richtung gegenüber dem äußeren Ringkörper. Dagegen wird bei einer Bewegung des inneren Ringkörpers in der  $P_2$ -Richtung gegenüber dem äußeren Ringkörper, wie der Abschnitt c der ausgezogenen Linie in Fig. 4 zeigt, die Größe des pro Verlagerungseinheit des inneren Ringkörpers erzeugten Widerstands relativ hoch, was darauf beruht, daß während einer Verlagerung des inneren Ringkörpers in dieser Relativrichtung die Rückstellkraft durch den Klemmdruck des zweiten federnden Dämpfungselements 23c des Federelements 23 zwischen der einwärts gerichteten Fläche 33 des zweiten Flansches 27 des inneren Ringkörpers und der auswärts gerichteten Fläche 35 des vierten Halteringes 22c des äußeren Ringkörpers 22 erzeugt wird, wobei dieser scheibenförmige Dämpfungsabschnitt 23c unmittelbar zusammengedrückt wird und auch einen ziemlich großen Querschnitt hat. Demzufolge hat die erste Ausführungsform einer Halterung 17 gemäß der Erfindung eine ausgesprochen nicht-progressive Spannungs-Dehnungs-Charakteristik mit Bezug auf eine Bewegung des inneren Ringkörpers in der  $P_2$ -Richtung gegenüber dem äußeren Ringkörper 22. Wie sich aus der ausgezogenen Linie von Fig. 4 klar ergibt, ist dieses Verhalten einer Halterungskonstruktion in beträchtlichem Maß asymmetrisch. Im Fall einer herkömmlichen Konstruktion von symmetrischer Bauweise liegt dagegen eine typische Verhaltenskurve vor, wie sie in Fig. 4 im linken unteren Quadranten durch die gestrichelte Linie a', b' und im rechten oberen Quadranten durch die ausgezo-

gene Linie a, b angedeutet ist, und dieses Verhalten ist eindeutig symmetrisch. Wenn sich bei dieser herkömmlichen Bauart der innere Ringkörper mit Bezug zum äußeren in der  $P_2$ -Richtung bewegt, so ist eine starke Dämpfung der Bewegung nicht zu erlangen, bis die Größe der Relativbewegung den Wert  $D_2$ , der dem Wert oder der Strecke  $D_1$  im wesentlichen gleich ist, erreicht.

Somit wird, wenn das Rad 10 durch eine Straßenunebenheit oder durch eine plötzliche Beschleunigung bzw. Abbremsung des Fahrzeugs einem Schub in der Rückwärtsrichtung (abwärts in Fig. 3) ausgesetzt wird, ein Zug auf die Zugstange 16 ausgeübt, d. h., sie wird in der  $P_1$ -Richtung beansprucht; durch die Arbeitsweise der Halterung 17 wird dabei ein progressives Elastizitäts- und Dämpfungsverhalten vermittelt, wie die Abschnitte a und b im Diagramm von Fig. 4 zeigen. Wird dagegen das Rad 10 einem Schub in der Vorwärtsrichtung, z. B. durch eine Straßenunebenheit, ausgesetzt, dann wirkt auf die Zugstange 16 ein Druck ein, d. h., sie wird in der  $P_2$ -Richtung bewegt; dabei liefert die Arbeitsweise der Halterung 17 nun ein nicht-progressives sowie etwas hartes und festes Elastizitäts- und Dämpfungsverhalten, wie der Linienabschnitt c in Fig. 4 zeigt. Wie zu erkennen ist, hat die Halterungskonstruktion gemäß der Erfindung ein asymmetrisches Verhalten und eine asymmetrische Arbeitsweise in Bezug auf ihre beiden Beanspruchungs- bzw. Kompressionsrichtungen. Diese Asymmetrie gewährleistet, daß die Halterung eine gute Dämpfung von Vibrationen bieten wird. Ferner werden Stöße gut gedämpft oder abgefedert. Wenn man das Arbeiten zusammen mit dem gezeigten Aufhängungssystem, was die bevorzugte Ausführungsform der Aufhängung gemäß der Erfindung darstellt, in Betracht zieht, so kann dieses Aufhängungssystem ein gutes Fahrverhalten für das Fahrzeug, in das es eingegliedert ist, gewährleisten. Da sichergestellt ist, daß eine axiale Vibration der Zugstange immer wirksam kontrolliert und gedämpft wird, bietet dieses Aufhängungssystem gute Lenkeigenschaften für das Fahrzeug. Durch die Grundkonstruktion und die Stabilität dieses Aufhängungssystems wird sichergestellt, daß für das Fahrzeug eine vorteilhafte Aufhängungsgeometrie erhalten wird. Durch Aufrechterhalten dieser Aufhängungsgeometrie und durch Unterdrücken von Vibrationen in geeigneter Weise gewährleistet dieses Aufhängungssystem, daß die Spur im Fahrzeug allzeit im wesentlichen richtig bleibt.

In Fig. 4 ist durch strich-punktierte Linien dargestellt, wie die Verhaltenscharakteristika der erfindungsgemäßen Halterung durch Änderung von verschiedenen Abmessungen dieser geändert werden können. Wenn der zweite federnde Dämpfungsabschnitt 23c des Federelements 23, das zwischen der einwärts gerichteten Fläche 33 des zweiten Flansches 27 des inneren Ringkörpers und der auswärts gerichteten Fläche 35 des vierten Halteringes 22c des äußeren Ringkörpers 22 eingeklemmt wird, in der radialen Richtung vergrößert wird, d. h., einen größeren Durchmesser erhält, so daß sein Elastizitätskoeffizient größer wird, dann wird die Neigung des Abschnitts der Kennkurve der Halterung zur  $P_2$ -Seite hin steiler, so daß der Abschnitt c dieser Kurve sich zum Abschnitt f in Fig. 4 hin ändert. Gleicherweise wird, wenn der erste federnde Dämpfungsabschnitt 23b des Federelements 23, das zwischen der einwärts gerichteten Fläche 32 des ersten Flansches 25 des inneren Ringkörpers und der auswärts gerichteten Fläche 34 des dritten Halteringes 22b des äußeren Ringkörpers 22 eingeklemmt wird, einen größeren Durchmesser erhält, so



daß sein Elastizitätskoeffizient ansteigt, dann die Neigung des letzten Abschnitts der Kennkurve der Halterung auf der  $P_1$ -Seite steiler werden, womit der Abschnitt a dieser Kurve sich zum Abschnitt d hin ändert. Wenn dagegen alternativ der erste federnde scheibenartige Dämpfungsabschnitt 23b einen geringeren Durchmesser erhält, womit sein Elastizitätskoeffizient kleiner wird, dann wird die Neigung des letzten Abschnitts der Kennkurve der Halterung auf der  $P_1$ -Seite flacher, so daß der Abschnitt a dieser Kurve sich zum Abschnitt e hin ändert. Diese Wirkungen können als Alternative durch Vergrößern des Durchmessers der jeweils betroffenen Teile des inneren Rohres 20 des inneren Ringkörpers erlangt werden, da es die Querschnittsfläche der scheibenartigen Teile ist, die von Bedeutung ist. Auch durch Vergrößern des Spalts 36, z. B. durch Einsetzen einer Scheibe zwischen den ersten Flansch 25 und das innere Rohr 20 oder durch geeignete Formgebung der einwärts gerichteten Fläche 32 des ersten Flansches 25 bzw. der axial außenliegenden Stirnseitenfläche 23d des ersten federnden Dämpfungsabschnitts 23b kann die Strecke  $D_1$  des einen niedrigen Widerstand aufweisenden Abschnitts der Kennkurve der Halterung vergrößert werden, z. B. auf einen Wert  $D_3$  (s. Fig. 4), so daß die Kennkurve nach der Linie g in Fig. 4 verläuft. Durch Änderung der axialen Abmessungen des ersten und/oder zweiten federnden Dämpfungsabschnitts 23b bzw. 23c können alternativ die Kennwerte der Halterung den jeweiligen Anforderungen in geeigneter Weise angepaßt werden.

Die Fig. 5 zeigt einen zu Fig. 1 ähnlichen Längsschnitt durch eine Halterungskonstruktion 17 in einer zweiten Ausführungsform gemäß der Erfindung, die ebenfalls ein asymmetrisches Dämpfungsverhalten hat. Bei dieser Ausführungsform ist zwischen der einwärts gerichteten Fläche 32 des ersten Flansches 25 und der außenliegenden Stirnseitenfläche 23d des ersten federnden Dämpfungsabschnitts 23b des Federelements 23, die einander gegenüberliegend, kein Spalt (wie der Spalt 36 bei der ersten Ausführungsform von Fig. 1) vorhanden, sondern die einwärts gerichtete Fläche 32 am ersten Flansch 25 und die Stirnseitenfläche 23d am ersten Dämpfungsabschnitt 23b sind ständig miteinander in Anlage. Anstelle des erwähnten Spalts (36 in Fig. 1) ist in einem axial mittigen Teil des ersten federnden scheibenartigen Dämpfungsabschnitts 23b des Federelements 23 eine Ringnut 36a eingeschnitten. Diese Ringnut 36a hat Seitenflächen 37a und 37b. Durch den Freiraum zwischen diesen Seitenflächen werden dieselben Wirkungen wie im Fall der ersten Ausführungsform erhalten, und zwar können vor allem Verhaltenscharakteristika, die den durch die ausgezogene Linie in Fig. 4 dargestellten gleichartig sind, erlangt werden.

Eine dritte Ausführungsform einer Halterung 17 mit asymmetrischem Dämpfungsverhalten gemäß der Erfindung ist in Fig. 6 in einem zu Fig. 1 und 5 gleichartigen Längsschnitt gezeigt. Bei dieser Ausführungsform ist wie bei derjenigen von Fig. 1 der Spalt 36 zwischen der einwärts gerichteten Fläche 32 des ersten Flansches 25 und der außenliegenden Stirnseitenfläche 23d des ersten federnden Dämpfungsabschnitts 23b, die einander gegenüberliegen, vorhanden, so daß die Situation in bezug auf ein geeignetes Spiel die gleiche ist. Der Unterschied zur ersten Ausführungsform liegt darin, daß der äußere Ringkörper nicht vorhanden ist, vielmehr wird das Tragglied 21 unmittelbar mit dem Federelement 23 verbunden. Die Funktionen der auswärts gerichteten Fläche 34 am dritten Haltering 22b und der

auswärts gerichteten Fläche 35 am vierten Haltering 22c des äußeren Ringkörpers der in Fig. 1 gezeigten ersten Ausführungsform werden im Fall der Ausführungsform von Fig. 6 von der linken bzw. rechten Fläche 34', 35' des Tragglieds 21 übernommen. Ferner ist das Federelement 23 aus zwei Teilstücken 38a und 39 gebildet, die in das im Tragglied 21 ausgebildete Loch zwischen dessen Umfang und der Außenfläche des inneren Rohres 20 hineinragen und hier aneinanderstoßen. Die innere Zylinderfläche des federnden Teilstücks 38 ist an der Außenfläche des inneren Rohres 20 fest angebracht, z. B. durch Vulkanisieren od. dgl., so daß diese beiden Teile in axialer Richtung fest miteinander verbunden sind. Das andere federnde Teilstück 39 ist in axialer Richtung zwischen dem Tragglied 21 und dem zweiten Haltering 27 des inneren Ringkörpers festgeklemmt. Während des Zusammenbaus dieser Halterungskonstruktion ist es zweckmäßig oder erwünscht, die innere Zylinderfläche des federnden Teilstücks 39 an der äußeren Zylinderfläche des inneren Rohres 20 mittels eines Klebers zu befestigen und auch die beiden federnden Teilstücke 38 und 39 an ihren aneinanderstoßenden Kreisringflächen durch einen Kleber zu verbinden; das ist jedoch nur eine besonders zweckmäßige und keine zwingende Maßnahme für die gezeigte Konstruktion. Dem Fachmann ist auf Grund der obigen Erläuterungen klar, daß durch diese dritte Ausführungsform gemäß der Erfindung die gleichen Wirkungen wie mit der ersten Ausführungsform erhalten werden, und zwar vor allem solche Verhaltenscharakteristika, die denjenigen der ausgezogenen Linie in Fig. 4 entsprechen.

Schließlich ist noch eine weitere Abwandlung in Betracht zu ziehen, wobei die Ringnut 36a der in Fig. 5 gezeigten zweiten Ausführungsform dazu herangezogen wird, das erforderliche Spiel in der Halterung zu bieten, und wobei darüber hinaus das Tragglied unmittelbar mit dem Federelement 23 wie bei der dritten Ausführungsform verbunden wird. Diese Abwandlung faßt also die Unterschiede, die bei der zweiten und dritten Ausführungsform gegenüber der ersten Ausführungsform vorhanden sind, zusammen.

#### Patentansprüche

1. Halterung für eine Spurstange eines Kraftfahrzeugs mit einem spulenförmigen inneren Rückhalteteil aus einem zylindrischen Rohrstück (20), das axial durch einen ebenen und einen mit einer nach außen gerichteten Wölbung ausgebildeten Flansch (25, 27) begrenzt ist, zwischen denen ein ringförmiges Federelement (23) angeordnet ist, das über ein in einem Mittenabschnitt am äußeren Umfang des Federelements (23) angeordnetes, das Federelement (23) in zwei Dämpfungsabschnitte (23b, 23c) unterteilendes Halteteil (21, 22) über zwei Anlageflächen (34, 35) axial in beide Richtungen belastbar ist und das auf der Mantelfläche des zylindrischen Rohrstücks (20) befestigt und mit einer Stirnseite zur Bildung eines ersten Teildämpfers ganzflächig an dem ebenen Flansch (27) in Anlage ist, während zwischen einer gegenüberliegenden Stirnseite (23d) des Federelements (23) und einer einwärts gerichteten Fläche (32) des auswärts gewölbten Flansches (25) ein Spalt (36) ausgebildet ist, der sich bei ausreichender Verformung des ringförmigen Federelements (23) im Bereich der Anlagefläche (34) schließt, so daß die einwärts gerichtete Fläche (32)

des Flansches (25) bei einer vorbestimmten Verlagerung des Rückhalteteils (20, 25, 27) mit der entsprechenden Stirnseitenfläche (23d) des Federelements (23) in Anlage bringbar ist und dabei einen zweiten Teildämpfer bildet.

2. Halterung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Dämpfungsabschnitt (23b) im wesentlichen an der einen Anlagefläche (34, 34') und der zweite Dämpfungsabschnitt (23c) im wesentlichen an der der Anlagefläche (34, 34') gegenüberliegenden Anlagefläche (35, 35') des Halteteils (21, 22) in Anlage ist.

3. Halterung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Halteteil (21, 22) zwei Halteelemente hat, wobei das erste Halteelement (22) als Ringkörper ausgebildet ist, der einen die eine Anlagefläche (34) bestimmenden ersten Abschnitt (22b), einen die gegenüberliegende Anlagefläche (35) bestimmenden zweiten Abschnitt (22c) sowie einen den ersten und zweiten Abschnitt verbindenden Abschnitt (22a) aufweist.

4. Halterung nach einem der Ansprüche 1 bis 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Halteelement (21, 22) im wesentlichen die Form einer Platte hat, wobei die eine Anlagefläche (34') auf der einen und die andere Anlagefläche (35') auf der gegenüberliegenden Seite der Platte ausgebildet ist.

5. Halterung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Halteelement (21) eine dieses durchsetzende Öffnung hat und daß der erste sowie zweite Dämpfungsabschnitt (23b, 23c) als getrennte Körper (28, 39) ausgestaltet sind, die mittels der Öffnung aneinanderstoßen.

6. Halterung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der erste sowie zweite Dämpfungsabschnitt (23b, 23c) als ein einzelner durchgehender Körper (23) ausgestaltet sind.

7. Halterung nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Spalt (36) auf einer solchen Seite des Rückhalteteils (20, 25, 27) angeordnet ist, daß eine Verschiebung der Spurstange in Zugrichtung ( $P_1$ ) ermöglicht ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

45

50

55

60

65

- Leerseite -

FIG. 1

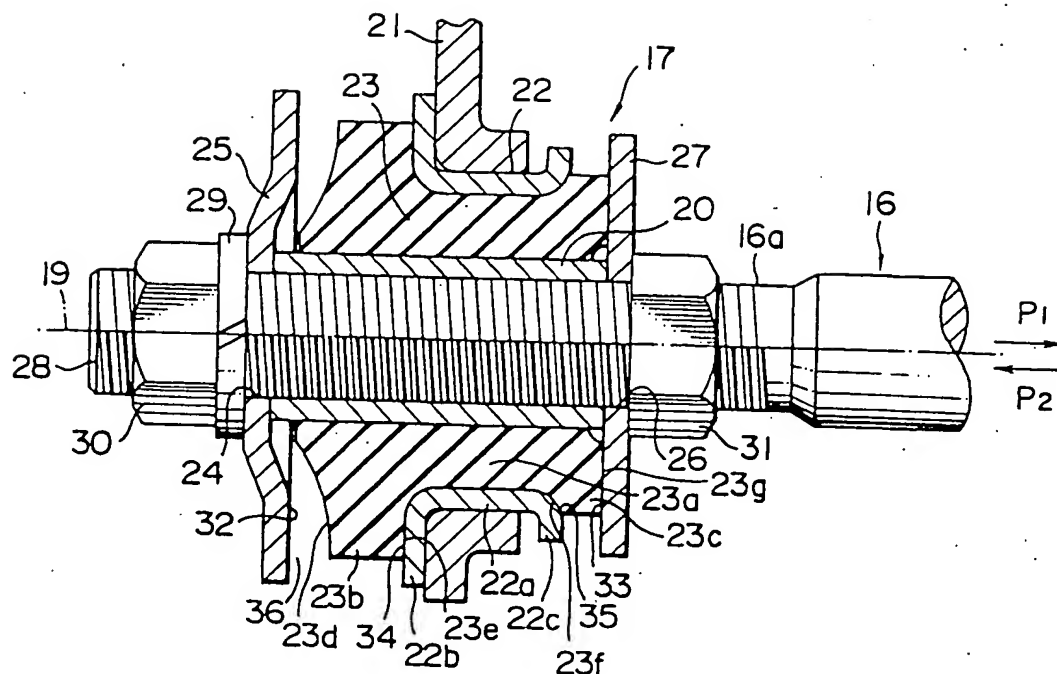


FIG. 2

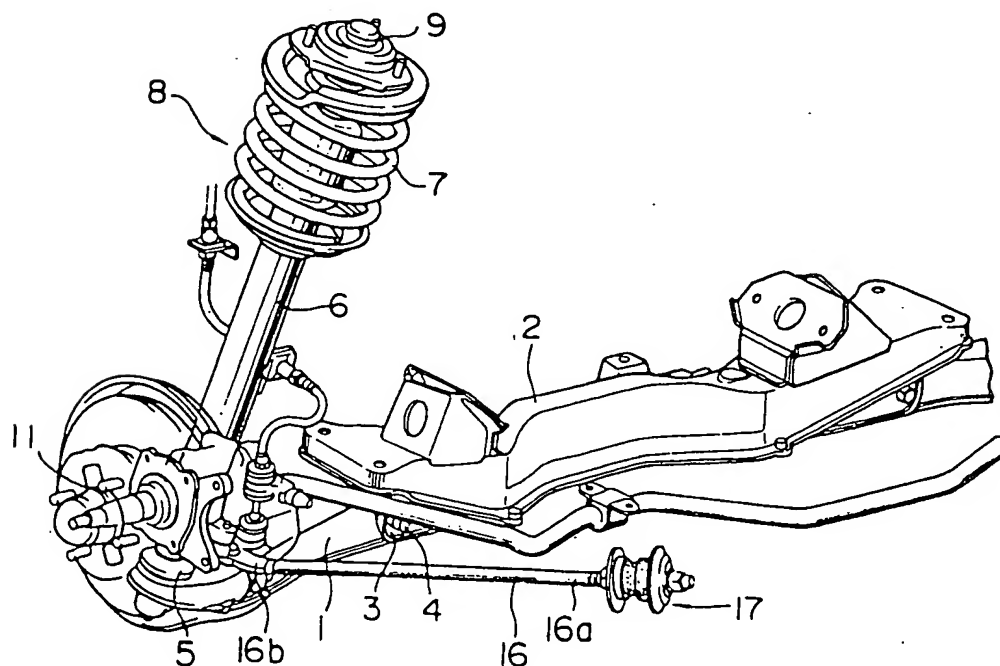


FIG. 3

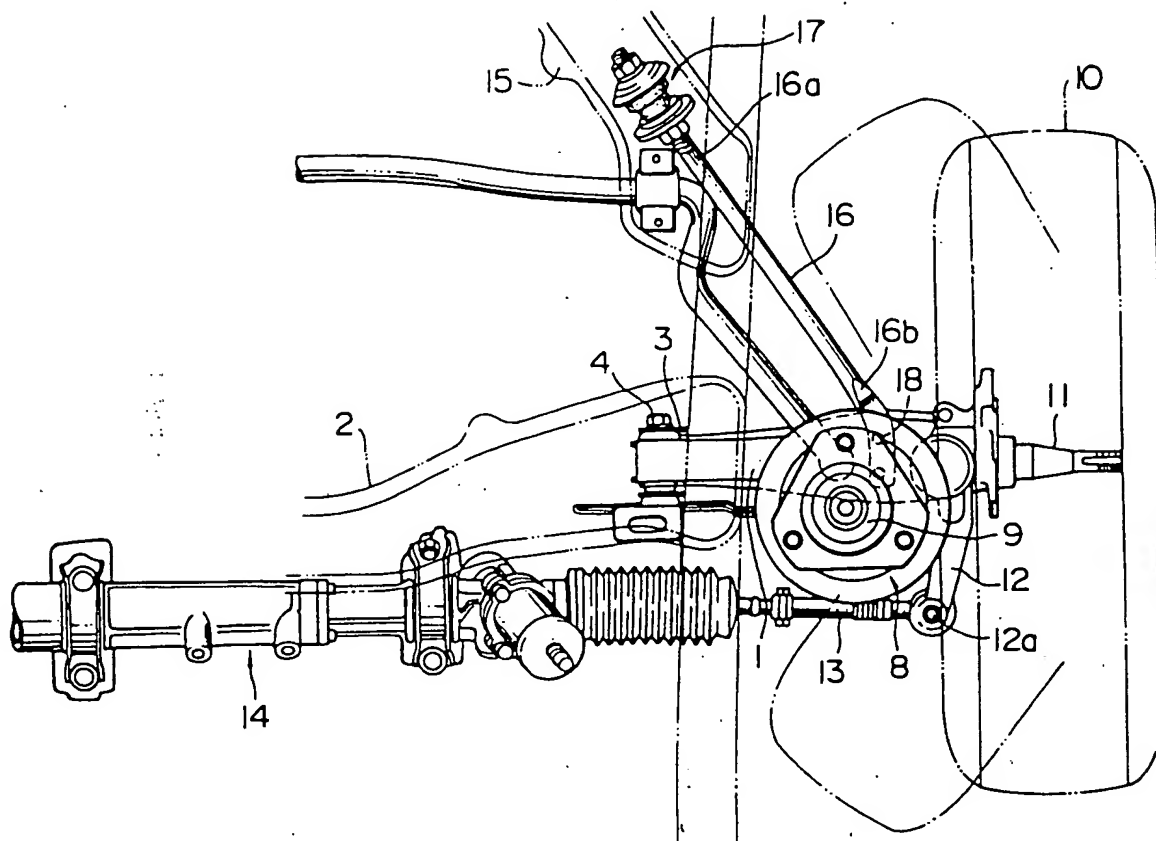


FIG. 4

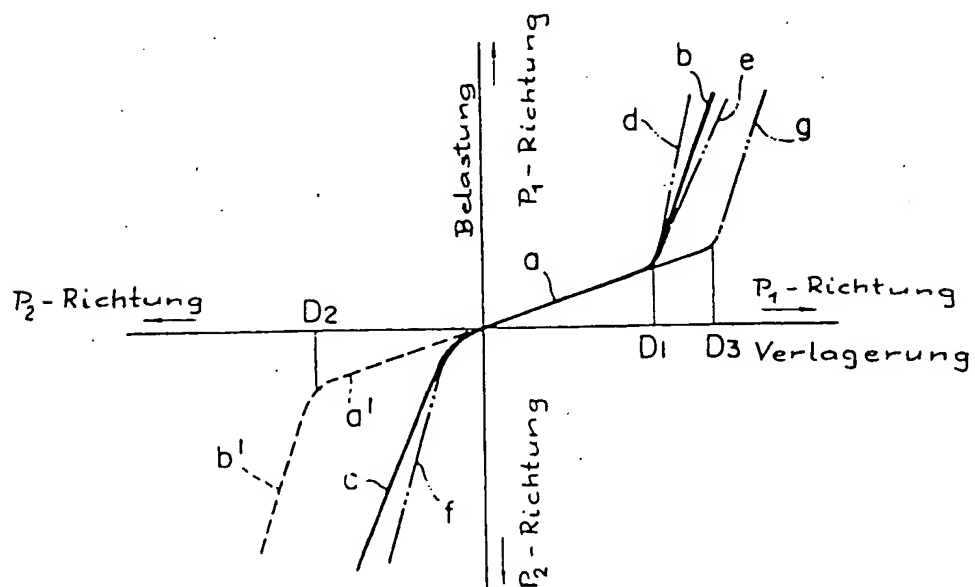


FIG. 5

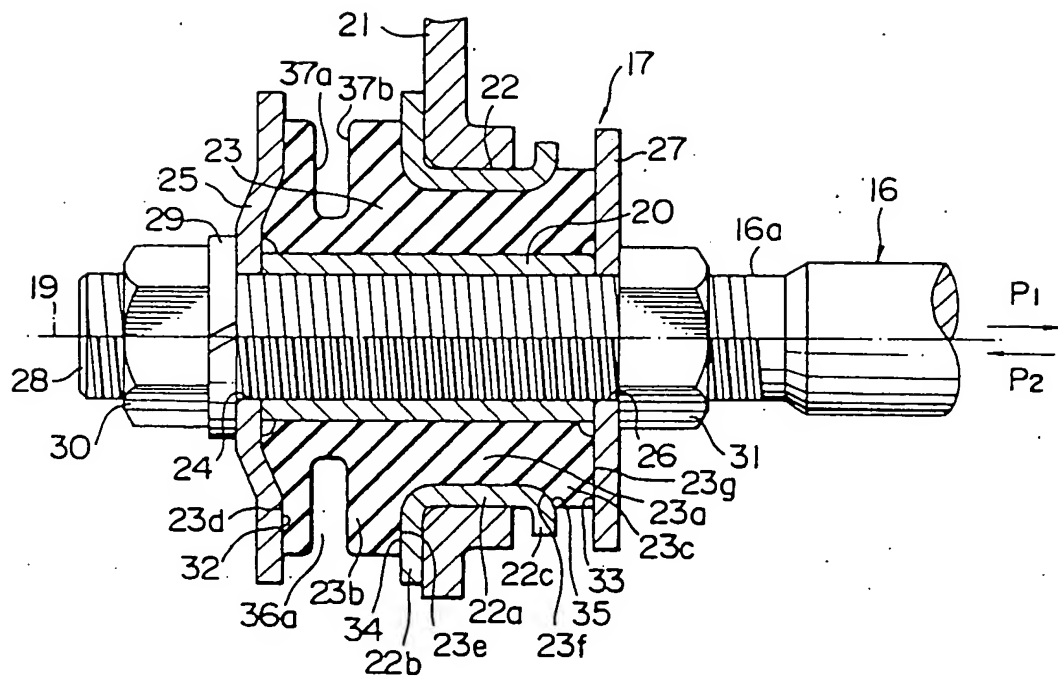


FIG. 6

